

TRANSMISII PRIN CURELE. ALUNECAREA ELASTICĂ. FORȚE

1. Scopul lucrării

Trasarea curbei de tracțiune.

2. Elemente teoretice

2.1. Transmiterea puterii

Funcționarea transmisiei prin curele are la bază *frecarea de tip Coulomb, în regim uscat*, dezvoltată pe porțiunea de contact dintre elementul flexibil tensionat (cureaua) și suprafața roților de curea. Forța normală este obținută prin aplicarea la montaj a unei forțe F_0 de întindere inițială (pretensionare), figura 1.a. În starea de repaus, deformările elastice de tracțiune ale celor două ramuri drepte ale curelei sunt egale cu Δl_0 . În procesul de transmitere a puterii, figura 1.b, cele două ramuri sunt solicate inegal, F_1 și respectiv F_2 , rezultând *deformații elastice diferite*. Teoria lui Euler privind frecarea în regim uscat a unui element flexibil aflat pe circumferința unui disc furnizează relația:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu \cdot \beta_1} \quad (1)$$

în care: μ – coeficientul de frecare dintre curea și roată, iar β_1 – unghiul de înfășurare pe roata motoare.

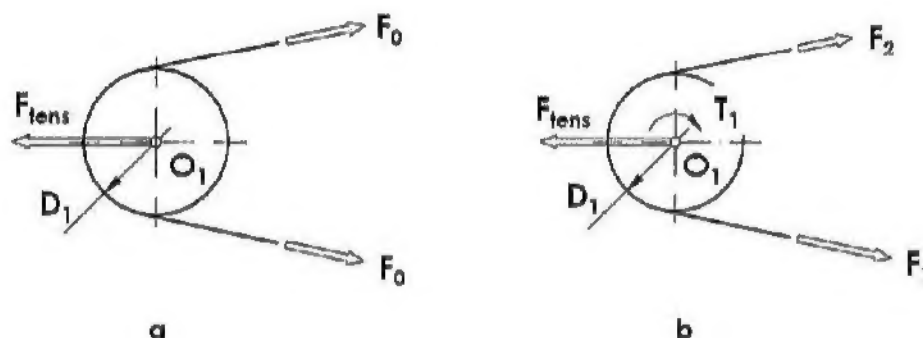


Fig. 1 Pretensionarea transmisiei prin curea și forțele din ramuri:
a - fără sarcină, b - în sarcină

Tabelul 1. Relații de calcul pentru coeficientul de frecare μ

| Tipul și materialul curelei | Materialul roții | Relația de calcul |
|---|------------------|----------------------------------|
| Curea lată din piele | Fontă sau oțel | $\mu = 0,22 + 0,6 \cdot v_{at}$ |
| Curea lată din textile simple | Fontă sau oțel | $\mu = 0,30 + 0,6 \cdot v_{at}$ |
| Curea trapezoidală din textile cauciucate | Fontă | $\mu = 0,30 + 0,2 \cdot v_{at}$ |
| Idem | Oțel | $\mu = 0,33 + 0,14 \cdot v_{at}$ |

^{*)} v_{at} este viteza de alunecare, în m/s.

Coeficientul de frecare depinde de materialele în contact, de geometria, forma și rugozitatea suprafețelor în contact, presiunea creată, viteză, temperatură și umiditate. Câteva din aceste influențe sunt luate în considerare de relațiile din tabelul 1.

Ecuția de echilibrul de momente în raport cu centrul O_1 permite obținerea forței utile (diferența dintre cele două forțe F_1 și F_2):

$$F_u = F_1 - F_2 = \frac{2 \cdot T_1}{D_1} \quad (2)$$

Condiția de continuitate conduce la:

$$\frac{F_1 - F_0}{E_t \cdot A_c} = \frac{F_0 - F_2}{E_t \cdot A_c}, \quad \text{și} \quad 2 \cdot F_0 = F_1 + F_2 \quad (3)$$

$$F_1 = F_0 + \frac{F_u}{2}, \quad \text{și} \quad F_2 = F_0 - \frac{F_u}{2} \quad (4)$$

Pentru întinderea inițială a curelei, dar și pentru compensarea periodică a deformațiilor plastice, se folosesc diferite metode și soluții constructive.

2.2. Forțele determinate de efecte masice, (centrifugarea curelei)

Efecte masice, respectiv centrifugarea curelei, determină solicitarea la tracțiune a curelei cu o forță F_m :

$$F_m = \rho_c \cdot v^2 \cdot A_c \quad (5)$$

unde: ρ_c – densitatea materialului curelei, v – viteza curelei, iar A_c – aria secțiunii curelei.

Forța masică creată prin efecte centrifuge este proporțională cu pătratul vitezei și acționează pe toată lungimea curelei.

2.3. Solicitări de încovoiere

Înfășurarea curelei pe roți induce tensiunile de încovoiere σ_1 și respectiv σ_2 în secțiunile curelei cuprinse în interiorul unghiurilor de înfășurare:

$$\sigma_{1(2)} = E \frac{h}{D_{1(2)}} \quad (6)$$

dar nu determină forțe suplimentare în ramurile curelei.

2.4. Dependența dintre forța utilă și forța de tensionare inițială

Pe baza relațiilor (1) ... (4) rezultă:

$$F_u = 2 \cdot (F_0 - F_m) \cdot \frac{(e^{\mu\beta} - 1)}{(e^{\mu\beta} + 1)} = 2 \cdot (F_0 - F_m) \cdot \varphi \quad (7)$$

$$F_0 = \frac{F_u}{2} \cdot \frac{(e^{\mu\beta} + 1)}{(e^{\mu\beta} - 1)} + F_m = \frac{F_u}{2 \cdot \varphi} + F_m \quad (8)$$

unde:
$$\varphi = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta} + 1} \quad (9)$$

este numit coeficient de tracțiune.

Pentru $\beta_1 = \pi$ radiani și $\mu = 0,5$ rezultă $\varphi = 0,65$.

2.5. Alunecarea elastică a curelei. Raportul de transmitere real

În cele două ramuri ale curelei forțele de tracțiune au valori diferite ceea ce va determina și deformații elastice diferite. Condiția de continuitate a materialului va impune viteze diferite pe cele două ramuri, v_1 și respectiv v_2 , evident cu $v_1 > v_2$. Astfel pentru roata conducătoare cureaua va intra cu viteza v_2 corespunzătoare ramurii conduse, și va ieși cu viteza v_1 a ramurii conducătoare. Vitezele periferice ale celor două roți vor fi egale cu v_1 și respectiv v_2 . Pe unghiul de înfășurare a fiecărei roți vor exista porțiuni în care cureaua și roata au viteze diferite, rezultând, pe aceste porțiuni, fenomene de alunecare, numite *alunecări elastice*.

Fenomenul de alunecare elastică a curelei conduce la modificarea raportului de transmitere față de valoarea teoretică:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{v_1}{v_2} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{v_1}{v_1 - v_{el}} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{1}{1 - \xi} \quad (10)$$

în care v_{al} este viteza relativă de alunecare, iar

$$\xi = \frac{v_{al}}{v_1} = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{v_2}{v_1} \quad (11)$$

este coeficientul de alunecare elastică, cu valorile dependente de comportarea elastică a materialului curelei: $\xi = 0,01$ pentru curele late din textile cauciucate, $\xi = 0,015$ pentru curele late din piele și curele compound, $\xi = 0,02$ pentru curele late din material plastic și curele trapezoidale.

Dacă forța utilă de transmis depășește valoarea dată de relația (7), alunecarea elastică este însoțită de fenomene de patinare, cu încălziri locale și uzuri accentuate.

2.6. Curba de tracțiune. Randamentul transmisiei prin curele

Dependența dintre alunecarea elastică și forța utilă se exprimă prin intermediul coeficientului de tracțiune:

$$\varphi = \frac{F_u}{2(F_0 - F_m)} = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta} + 1} \quad (9')$$

Experimental s-a dovedit că la toate transmisiile prin curele, indiferent de natura materialelor, coeficientul de alunecare are o variație tipică, numită caracteristica de tracțiune sau curba de alunecare, figura 2.

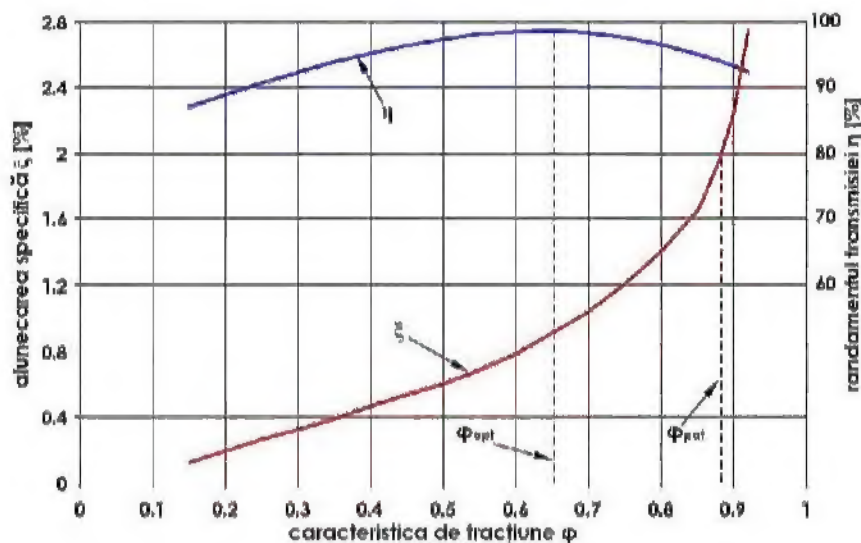


Fig. 2 Curba de tracțiune și randamentul la transmisiile prin curea

Coeficientul ξ crește liniar cu valoarea coeficientului de tracțiune (deci cu sarcina) până când arcul de alunecare devine egal cu arcul de înfășurare. După această limită apare patinarea care evoluează până la patinarea totală când se produce oprirea roții conduse. Transmisia este cu atât mai stabilă cu cât raportul $\varphi_{pat} / \varphi_{opt}$ este mai mare decât 1.

Valoarea φ_{opt} pentru care, la limită, se evită patinarea și randamentul este maxim, depinde de materialul de contact al curelei: piele $\varphi_{opt} = 0,59$; textile cauciucate, $\varphi_{opt} = 0,62$; bumbac $\varphi_{opt} = 0,47 \dots 0,5$; material plastic, $\varphi_{opt} = 0,4 \dots 0,6$.

Pe același grafic din figura 2 s-a reprezentat și curba de variație a randamentului transmisiei prin curea η funcție de coeficientul de tracțiune φ .

3. Instalația experimentală

Standul de laborator prezentat în figura 3 și figura 4 cuprinde:

– Transmisia prin curele constituită din motorul de antrenare 1 de curent alternativ cu puterea de 2,2 kW și turația de sincronism de 1500 rot/min pe axul căruia este montată roata de curea conducătoare 6 care transmite mișcarea prin cureaua trapezoidală 8 la roata condusă 9. Turația reală este măsurată cu un traductor de turație și frecvențmetrul 4.

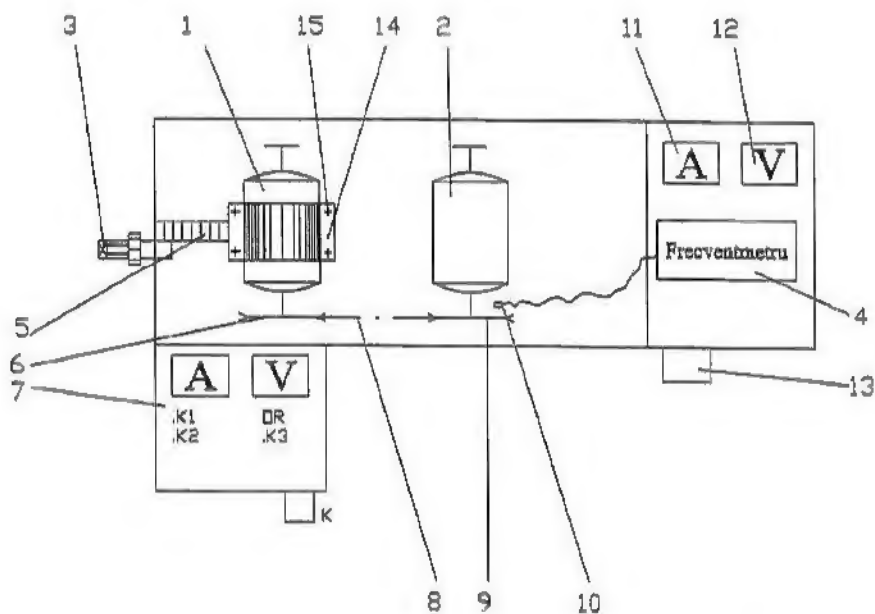


Fig. 3 Structura standului pentru trasarea curbei de tracțiune



Fig. 4 Standul pentru trasarea curbei de tracțiune

– Sistemul pretensionare a curelei format din șurubul 3, care deplasează motorul 1 pe ghidajul 14 și un arc elicoidal cu ajutorul căruia se determină forța de întindere F_0 măsurând deformația pe rigla gradată 5. Diagrama de etalonare a arcului este prezentată în figura 5.

– Sistemul de modificare a puterii consumate (la roata condusă) este un motor frână 2 de curent continuu, cu puterea maximă de 2,2 kW, a cărei turație poate fi reglată și înregistrată de traductorul de turație 10 conectat la frecvențmetrul 4.

Puterea consumată P_2 poate fi variată cu reostatul de sarcină 13, și se calculează în funcție de intensitatea I și tensiunea U ale curentului care alimentează motorul 2 citite pe ampermetrul 11, respectiv voltmetrul 12.

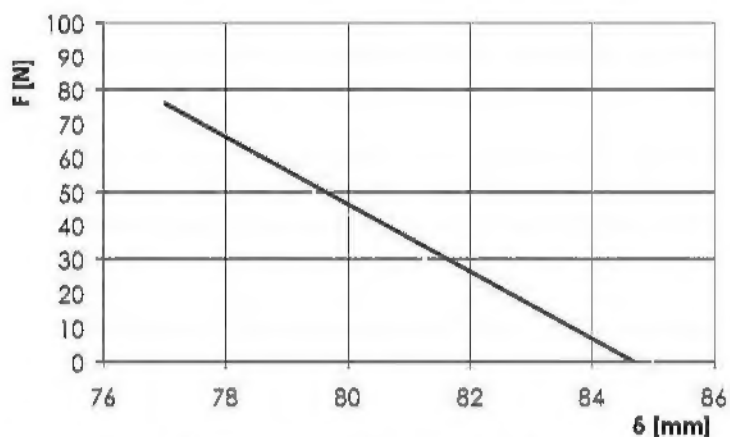


Fig. 5 Diagrama de etalonare a arcului elicoidal de pretensionare a curelei

4. Modul de lucru

4.1. Date experimentale

- 1) Se verifică decuplarea instalației de la sursa de energie electrică.
- 2) Se identifică tipul curelei și se stabilesc dimensiunile secțiunii și lungimea.
- 3) Se măsoară: distanța A dintre axele arborilor motoarelor de acționare și de frânare, diametrele D_1 și D_2 ale roților de curea.
- 4) Se realizează întinderea inițială a curelei cu forța F_0 prin deformarea arcului elicoidal cu ajutorul șurubului 3.
- 5) Se pornește electromotorul 1.
- 6) Prin creșterea, cu ajutorul reostatului, a valorii puterii consumate, ($P_2 = I \cdot U$), se modifică în 5 trepte valoarea momentului rezistent la nivelul roții conduse. Pentru fiecare valoare a puterii consumate se înregistrează în tabelul 2 valorile turațiilor n_1 și n_2 .

4.2. Prelucrarea și interpretarea măsurătorilor

- a) Se completează mărimile indicate în tabelul 2 pentru fiecare încercare experimentală realizată.
- b) Se trasează în MATLAB curba de tracțiune (variația coeficientului de alunecare ξ în funcție de coeficientul de tracțiune ϕ).
- c) Pe baza curbei de tracțiune se apreciază valoare optimă ϕ_{opt} și valoarea de patinare ϕ_{pat} .
- d) Se discută valoare determinată experimental pentru coeficientul de tracțiune optim în raport cu valoarea determinată analitic.

Tabelul 2 Rezultate experimentale

| Nr. crt. | Mărimea și relația de calcul | U.M. | Determinări experimentale | | | | |
|----------|---|------|---------------------------|---|---|---|---|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 1. | Tipul curelei | | | | | | |
| 2. | Distanța dintre axe | mm | | | | | |
| 3. | Diametrul roții conducătoare | mm | | | | | |
| 4. | Diametrul roții conduse | mm | | | | | |
| 5. | Raportul de transmitere teoretic $i_{teoretic} = \frac{D_2}{D_1}$ | - | | | | | |
| 6. | Unghiul de înfășurare β_1 $\beta_1 = \arcsin \frac{D_2 - D_1}{2A}$ | rad. | | | | | |
| 7. | Forța de tensionare inițială F_0 | N | | | | | |

Tabelul 2 (continuare)

| Nr. crt. | Mărimea și relația de calcul | U.M. | Determinări experimentale | | | | |
|----------|---|--|---------------------------|---|---|---|---|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 8. | Intensitatea curentului motorului frână I | A | | | | | |
| 9. | Tensiunea curentului motorului frână U | V | | | | | |
| 10. | Turația roții conducătoare n_1 | rot/min | | | | | |
| 11. | Turația roții conduse n_2 | rot/min | | | | | |
| 12. | Vitezele unghiulare | $\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$ $\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 30$ | | | | | |
| | | | | | | | |
| 13. | Vitezele liniare | $v_1 = \omega_1 \cdot D_1 / 2$ $v_2 = \omega_2 \cdot D_2 / 2$ | | | | | |
| | | | | | | | |
| 14. | Viteza de alunecare $v_{al} = v_1 - v_2$ | m/s | | | | | |
| 15. | Coeficientul de alunecare elastică $\xi = v_{al} / v_1$ | - | | | | | |
| 16. | Raportul de transmitere real $i = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{1}{1 - \xi}$ | - | | | | | |
| 17. | Puterea consumată $P_2 = I \cdot U$ | W | | | | | |
| 18. | Momentul de torsiune la arborele condus $T_2 = P_2 / \omega_2$ | N·m | | | | | |
| 19. | Forța utilă din curea $F_u = 2 \cdot T_2 / D_2$ | N | | | | | |
| 20. | Coeficientul de tracțiune determinat experiment $\varphi = \frac{F_u}{2 \cdot F_0}$ | - | | | | | |
| 21. | Coeficientul de frecare (tabelul 1 funcție de materialul curelei) | - | | | | | |
| 22. | Coeficientul de tracțiune teoretic $\varphi = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta} + 1}$ | - | | | | | |

Bibliografie

1. ISO 1081:1995, *Belt drives - V-belts and V-ribbed belts, and corresponding grooved pulley - Vocabulary.*
2. http://www.goodyear.eu/uploadedFiles/Product_Categories/Power_Transmission_Products/Products/V-Belts/Vbelts.pdf
3. https://www.confitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/TD_Kellriemen_Gesamt_en.pdf